

Locking clutch for hydraulic torque converter

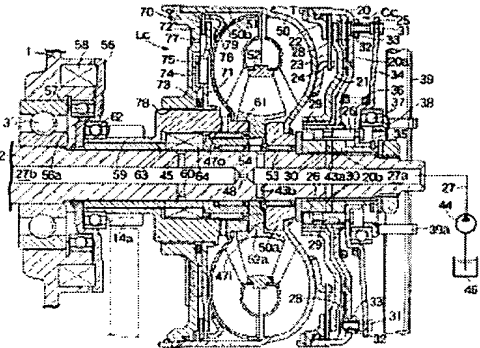
Publication number: CN1296141
Publication date: 2001-05-23
Inventor: ATSUJI YOSHIMOTO (JP); KOJI INOUE (JP)
Applicant: TOYO GIKEN K K (JP)
Classification:
- **International:** F16H45/02; F16H47/04; F16H45/00; F16H47/00; (IPC1-7): F16H45/02
- **European:** F16H45/02; F16H47/04
Application number: CN20001033784 20001110
Priority number(s): JP19990320907 19991111

Also published as:
US6508345 (B1)
JP2001141029 (A)
CA2325320 (A1)
CN1178011C (C)

Report a data error here

Abstract not available for CN1296141
Abstract of corresponding document: US6508345

A lockup clutch for a torque converter includes a pump extension, a receiving plate connected to the pump extension defining a hydraulic pressure chamber communicating with a portion between a pump impeller and a turbine impeller, a pressing plate opposed to the receiving plate for movement toward and away from the receiving plate, an annular friction clutch plate interposed between the receiving plate and the pressing plate and connected to the turbine impeller, a return spring for biasing the pressing plate in a retracting direction, and an escape bore permitting the inside and outside of the receiving plate to communicate with each other on the side of an inner periphery of the friction clutch plate. When the rotational speed of the pump impeller is increased to a value equal to or higher than a predetermined value, the pressing plate clamps the friction clutch plate in cooperation with the receiving plate under the action of a centrifugal hydraulic pressure within the hydraulic pressure chamber. Thus, the lockup clutch needs no special control but has a simple structure.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 00133784. X

[43] 公开日 2001 年 5 月 23 日

[11] 公开号 CN 1296141A

[22] 申请日 2000. 11. 10 [21] 申请号 00133784. X

[30] 优先权

[32] 1999. 11. 11 [33] JP [31] 320907/1999

[71] 申请人 株式会社丰技研

地址 日本静岡

[72] 发明人 吉本笃司 井上公司

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事

务所

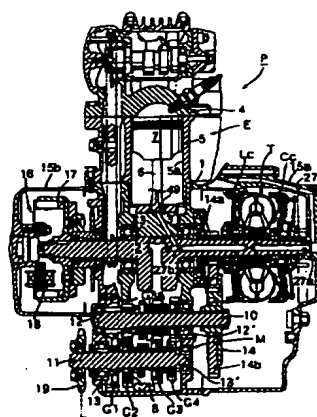
代理人 张祖昌

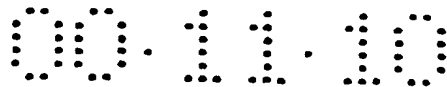
权利要求书 1 页 说明书 13 页 附图页数 3 页

[54] 发明名称 用于液力变矩器的锁止离合器

[57] 摘要

一种用于液力变矩器的锁止离合器,包括一泵延伸部,一接收板,该接收板与该泵延伸部联接从而限定一液压室,该液压室与在一泵叶轮和一透平叶轮之间限定的部分相通,与该接收板相对的压片板,用于朝向或远离该接收板移动,一设置在该接收板与该压片板之间并与该透平叶轮联接的环形摩擦离合器板,一复位弹簧,该复位弹簧用于沿收缩方向偏压该压片板,及一泄漏孔,该泄漏孔使上述接收板的内部和外部在上述摩擦离合器板的内圆周侧相互联通。当该泵叶轮的旋转速度增加到一等于或高于一预定值的值时,该压片板在该液压室中的离心液压力的作用下,与该接收板配合将该摩擦离合器板夹住。这样,该锁止离合器不需要专门的控制装置,且具有一简单的结构。





权 利 要 求 书

1. 一种用于液力变矩器的锁止离合器，用于将一泵叶轮和该液力变矩器的一透平叶轮直接相互联接，上述锁止离合器包括一与该泵叶轮联接并环绕该透平叶轮的泵延伸部，一接收板，该接收板与上述泵延伸部联接，从而在上述泵延伸部中限定一液压室，该液压室与在泵叶轮和透平叶轮之间限定的油室相通，一与上述接收板相对的压片板，用于朝向或远离上述接收板移动，一设置在上述接收板与上述压片板之间并与该透平叶轮联接的环形摩擦离合器板，一复位弹簧，该复位弹簧用于沿远离上述接收板的方向偏压上述压片板，及一泄漏孔，该泄漏孔使上述接收板的内部和外部在上述摩擦离合器板的内圆周侧相互联通，其中当该泵叶轮的旋转速度增加到一等于或高于一预定值的值时，上述压片板在响应旋转速度的增加而提高的上述液压室中的离心液压力的作用下，与上述接收板配合将上述摩擦离合器板夹住。

2. 一种用于液力变矩器的锁止离合器，用于将一泵叶轮和该液力变矩器的一透平叶轮直接相互联接，上述锁止离合器包括一与该透平叶轮联接的离合器缸，一压力活塞，该压力活塞可滑动地安装在上述离合器缸中的一缸孔中从而限定一液压室，一用于将上述压力活塞朝上述液压室偏压的活塞复位弹簧，一用于将流出该液力变矩器的油引入上述液压室中的装置，及一设置在上述离合器缸和该泵叶轮之间的摩擦配合装置，其中当该透平叶轮的旋转速度增加到一等于或高于一预定值的值时，上述压力活塞在响应旋转速度的增加而提高的上述液压室中的离心液压力的作用下，操作上述摩擦配合装置，从而将上述离合器缸和该泵叶轮相互联接。

3. 根据权利要求2所述的用于液力变矩器的锁止离合器，其中上述离合器缸上设有一泄漏孔，该泄漏孔使上述液压室的外圆周向外部开放，及一离心阀（95），当上述离合器缸的旋转速度低于一预定值时，该离心阀（95）可操作来打开上述泄漏孔，当上述离合器缸的旋转速度等于或高于该预定值时，关闭上述泄漏孔。

说明书

用于液力变矩器的锁止离合器

本发明涉及一种用于液力变矩器的锁止离合器，设计用来将一泵叶轮与液力变矩器的透平叶轮相互直接联接。

相关技术描述

在一液力变矩器中常规的和广泛的设置是这样的，当液力变矩器进入一其放大功能几乎没有的操作状态时，一锁止离合器自动进入一打开状态，以机械将一泵叶轮和一透平叶轮直接相互联接，从而消除了由于叶轮相互之间打滑而导致的损失。由于设置成自动打开的锁止离合器，离心重块型锁止离合器是公知的，其中一离心重块安装在与一泵叶轮联接的驱动板上，从而当泵叶轮的旋转速度等于或高于一预定值时，锁止离合器的摩擦配合部分通过离心重块的离心力而相互配合（例如，见日本专利公开No. 60-18659）。

离心重块型锁止离合器不需要用于操作锁止离合器的专门的控制装置，但有一个缺点，即它的机械结构复杂，导致成本上升。

发明概述

因此，本发明的一个目的是提供一种用于液力变矩器的上述类型的锁止离合器，它不需要专门的控制装置，另外结构也简单。

为实现上述目的，根据本发明的第一方面和特征，设置了一种用于液力变矩器的锁止离合器，用于将一泵叶轮和该液力变矩器的一透平叶轮直接相互联接，该锁止离合器包括一与该泵叶轮联接并环绕该透平叶轮的泵延伸部，一接收板，该接收板与上述泵延伸部联接，从而在上述泵延伸部中限定一液压室，该液压室与在泵叶轮和透平叶轮之间限定的油室相通，一与该接收板相对的压片板，用于朝向或远离该接收板移动，一设置在该接收板与该压片板之间并与该透平叶轮联

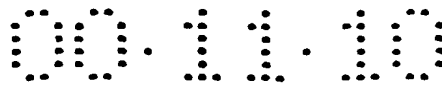
接的环形摩擦离合器板，一复位弹簧，该复位弹簧用于沿远离该接收板的方向偏压上述压片板，及一泄漏孔，该泄漏孔允许该接收板的内部和外部在该摩擦离合器板的内圆周侧相互联通，其中当该泵叶轮的旋转速度增加到一等于或高于一预定值的值时，该压片板在响应旋转速度的增加而提高的上述液压室中的离心液压力的作用下，与该接收板配合将该摩擦离合器板夹住。

有了上述结构，当液力变矩器中的油填充锁止离合器中的液压室，而泵叶轮的旋转速度增加到一等于或高于该预定值时，该压片板在油的离心液压力的作用下，与该接收板配合将该摩擦离合器板夹住。因此，能够将锁止离合器建造成取决于泵的旋转速度的类型，与使用离心重块的类型相比，该类型结构简单，且不需要专门的控制装置。另外，在该锁止离合器中的油是用于操作该液力变矩器的油，从而不需要一专用油泵，还能够以低成本提供该锁止离合器。

根据本发明的第二方面和特征，提供了一种用于液力变矩器的锁止离合器，用于将一泵叶轮和该液力变矩器的一透平叶轮直接相互联接，该锁止离合器包括一与该透平叶轮联接的离合器缸，一压力活塞，该压力活塞可滑动地容纳在上述离合器缸中的一缸孔中从而限定一液压室，一用于将上述压力活塞朝上述液压室偏压的活塞复位弹簧，一用于将流出该液力变矩器的油引入上述液压室中的装置，及一设置在该离合器缸和该泵叶轮之间的摩擦配合装置，其中当该透平叶轮的旋转速度增加到一等于或高于一预定值的值时，该压力活塞在响应旋转速度的增加而提高的该液压室中的离心液压力的作用下，操作上述摩擦配合装置，从而将该上述离合器缸和该泵叶轮相互联接。

用于将油引入液压室中的装置对应于下面将描述的本发明第一实施例中的稿孔92，而摩擦配合装置对应于下面将描述的本发明第一实施例中的主动和从动摩擦离合器板85和86。

有了上述结构，当从液力变矩器流出的油填充锁止离合器中的液压室，而泵叶轮的旋转速度增加到一等于或高于该预定值时，该压片板在油的离心液压力的作用下，该压力活塞操作该摩擦配合装置，从



而将该离合器缸和该泵叶轮相互联接。因此，能够提供一种取决于泵的旋转速度的类型的锁止离合器，与使用离心重块的类型相比，该类型结构简单，且不需要专门的控制装置。另外，在该锁止离合器中的油是用于操作该液力变矩器的油，因而不需要一专用油泵。

根据本发明的第三方面和特征，除了第二个特征之外，在离合器缸上设有一泄漏孔，该泄漏孔使该液压室的外圆周向外部开放，及一离心阀，当上述离合器缸的旋转速度低于一预定值时，该离心阀可操作来打开该泄漏孔，当该离合器缸的旋转速度等于或高于该预定值时，关闭上述泄漏孔。

有了上述结构，当离合器缸的旋转速度低于该预定值时，液压室中的剩余压力通过打开该离心阀经该泄漏孔而快速释放，从而提高了该锁止离合器的关闭性能，并且即使液压室中的外物如切削粉末，也能够随着油一起排出。另一方面，当该离合器缸的旋转速度等于或高于该预定值时，通过关闭该离心阀也可以升高该液压室中的液压力，且不会妨碍该锁止离合器的操作。

通过下面结合附图对优选实施例进行的描述，本发明的上述和其它目的、特征和优点将更加明白。

附图简介

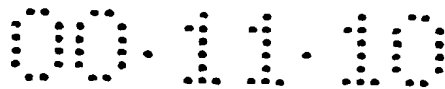
图1是本发明第一实施例中用于摩托车的动力单元的垂直剖视透视图；

图2是该动力单元中传动装置放大的垂直剖视图；

图3是与图2类似的剖视图，但根据本发明的第二实施例。

现在参照附图结合实施例对本发明进行描述。

首先参照图1和2对本发明第一实施例进行描述。参照图1，一用于摩托车的动力单元P包括发动机E和一多级传动装置M，它们相互整体设置。发动机E包括一曲柄轴2，该曲柄轴2设置在一曲柄箱1中，如常规那样，一对左右滚珠轴承3和3'设置在其间，一活塞7可滑动地接收在位于气缸柱5中的缸径5a中，并通过一连杆6与曲柄轴2联接。曲柄轴2设置成面向摩托车的侧部方向。



一变速箱8整体联接到曲柄箱1上，多级传动装置M的一输入轴10和一输出轴11相互平行设置在曲柄轴2上，在变速箱8的左右相对的侧壁上设置了滚珠轴承12，12'；13和13'。一第一变速齿轮系G1，一第二变速齿轮系G2，一第三变速齿轮系G3和一第四变速齿轮系G4从图1中的左侧顺序安装在输入轴10和输出轴11上。第二变速齿轮系G2的从动齿轮G2b和第三变速齿轮系G3的主动齿轮G3a分别用作变速齿轮。当变速齿轮G2b和G3a均处于中间位置时，传动装置M处于中间状态。当变速齿轮G2b如图1所示向左或向右移动时，第一变速齿轮系G1或第三变速齿轮系G3建立起来。当变速齿轮G3a向左或向右移动时，第二变速齿轮系G2或第四变速齿轮系G4建立起来。变速齿轮G2b和G3a由一未示出的脚踏操作或手动操作换档装置操作。

曲柄轴2的右端与传动装置M的输入轴10的右端通过在曲柄箱1和变速箱8外部彼此串联的一变速离合器Cc、一液力变矩器T和一主减速装置14而相互联接。在这种情况下，特别地，变速离合器Cc、液力变矩器T和主减速装置14的主动齿轮14a按照从曲柄箱1右侧壁侧部向外部依次为主动齿轮14a，液力变矩器T和变速离合器Cc的顺序安装在曲柄轴2上。一右侧盖15a联接到曲柄箱1和传动箱8的右端表面上，盖住齿轮14a、液力变矩器T和变速离合器Cc。

发电机16的一转子17固定到曲柄轴2的左端，发电机16的一定子18安装到左侧盖15b上，该左侧盖15b与曲柄箱1的左端表面联接以盖住发电机16。

用于驱动摩托车后轮（未示出）的一链条型最终减速装置19在变速箱8外部与传动装置M的输出轴11左端联接。

参照图2，变速离合器Cc包括一圆柱形离合器箱体20，该离合器箱体20在其一端具有一端壁20a，一凸台20b设置在其中部并与曲柄轴2花键联接，一压片板21设置在离合器箱体20中并可滑动地花键联接到凸台20b的外圆周上。一接收板22油密地固定到离合器箱体20的一开放端，一环形摩擦离合器板23设置在压片板21和接收板22之间。下面将描述的一系叶轮50的传动板24花键联接在摩擦离合器板23的内圆周

上。

压片板21在压片板21自身与离合器箱体20的端壁20a及圆周壁之间限定了一液压室25。该液压室25通过一安装在离合器箱体20的凸台20b上的输入阀26与曲柄轴2中的一第一输入孔43a联接,并通过一安装在端壁20a的外圆周部上的输出阀28向离合器箱体20外部开放。

凸台20b上设置了多个平行于曲柄轴2延伸的阀孔29,及多个通孔30,该通孔30通过每个阀孔29延伸并穿过输入孔43a延伸到液压室25。包括一滑阀的入口阀26可滑动地容纳在每个阀孔29中。当入口阀26处于图2所示向右移动位置(见图2上部的入口阀26)时,通孔30打开。当入口阀26处于图2所示向左移动位置(见图2下部的入口阀26)时,通孔30关闭。为了确保凸台20b中的通孔30与曲柄轴2中的第一入口43a相通,在曲柄轴2和凸台20b每个相互配合的花键部分切掉一个或多个齿是很有效的。

多个出口孔32圆周上等间距地设置在离合器箱体20端壁20a的外圆周部中,包括一针阀的出口阀28一端堵在端壁20a上,用于打开和关闭液压室25侧面上的出口孔32。

一与每个出口孔32相通的导向轴环33进一步固定在端壁20a上,一阀开启杆31可滑动地配合在每个导向轴环33中。该阀开启杆31在其外圆周表面上具有一轴向槽,该轴向槽能够使油在导向轴环33中流动。当阀开启杆31处于图2中的向右移动位置(见图2上部的阀开启杆31)时,允许出口阀28以其自身弹性力关闭出口孔32。当阀开启杆31处于向左移动位置(见图2下方的阀开启杆31)时,该出口阀28向液压室25内部弯曲,从而打开出口孔32。

一普通阀操纵板34与入口阀26和阀开启杆31的外端相联。该阀操纵板34可侧向滑动地承载在离合器箱体20的凸台20b上,一限定了阀操纵板34的向右移动位置的止动环35锁定在凸台20b上。一用于将阀操纵板34向止动环35偏压的复位弹簧36在压力下安装在离合器箱体20与阀操纵板34之间。

一推动环38安装在阀操纵板34上,一分离轴承37同心环绕设置在

其间的凸台20b。一固定地设置在一变速离合器凸轮轴39上的臂39a配合在该推动环38的外端面上，这样通过转动变速离合器操纵凸轮轴39，阀操纵板34可与复位弹簧36配合而与入口阀26和阀开启杆31一起侧向移动。

一电动或电磁离合器致动器（未示出）与该变速离合器操纵凸轮轴39联接，用于在发动机E停机过程中或传动装置M变速操作过程中转动该变速离合器操纵凸轮轴39。

当发动机E处于一正常工作状态时，阀操纵板34在复位弹簧36的偏压力的作用下保持在一收缩位置，即图2所示向右移动位置（见图2上部的阀操纵板34），从而打开入口阀26并允许出口阀28关闭。因此，从油泵44泵压出来的油从上游供油通道27a通过第一入口孔43a和通孔30进入离合器箱体20中的液压室25中，以填充该液压室25。

离合器箱体20与曲柄轴2一起旋转，使离合器箱体20的液压室25中的油受到一离心力，产生一液压力，而压片板21用这个液压力将摩擦离合器板23压靠在接收板22上，从而使压片板21，接收板22和摩擦离合器板23彼此摩擦配合。换句话说，变速离合器Cc进入一打开状态，将输出扭矩从曲柄轴2通过摩擦离合器板23传送到液力变矩器T。

另一方面，在发动机E停机过程中或传动装置M变速操作过程中，变速离合器操纵凸轮轴39由离合器致动器转动而将阀操纵板34移动到图2中所示的向左移动位置（见图2下部的阀操纵板34），从而关闭入口阀26而打开出口阀28。由此，当油从上游供油通道27a向液压室25的供应被切断时，液压室25中的油通过出口孔32排放到离合器箱体20外部，从而减小了液压室25中的液压力，且压片板21对摩擦离合器板23的推力也显著减小。接收板22和摩擦离合器板23彼此分离。换句话说，变速离合器Cc进入关闭状态，从而切断了扭矩从曲柄轴2向液力变矩器T的传递。排放到离合器箱体20外部的油循环回到油箱46中。

当为了起动车辆而使发动机的旋转加速时，或变速操作从上述状态完成时，离合器致动器立即返回到非操作状态，阀操纵板34通过复位弹簧36的偏压力不间断地收缩到向右移动位置，从而再次打开入口

阀并关闭出口阀28。因此，如从上述操作中可以看到的，变速离合器Cc不需要经过一离合器打滑状态而从关闭状态恢复到打开状态。即，变速离合器Cc是开/关型，而没有离合器打滑区域，且额定扭矩大于液力变矩器T的额定扭矩。

再次参照图2，液力变矩器T包括一泵叶轮50，一透平叶轮51和一定子叶轮52。泵叶轮50设置成靠近接收板22并具有一支承在曲柄轴2上的凸台50a，一针式轴承53设置在其间。花键配合在摩擦离合器板23内圆周上的传动板24固定在泵叶轮50外表面上。因此，扭矩从摩擦离合器板23经过传动板24传递到泵叶轮50。

一定子轴60设置在泵叶轮50的凸台50a与支承曲柄轴2的滚珠轴承3'之间，且其右端支承在曲柄轴2上，一针式轴承54设置在其间。定子叶轮52的一凸台52a通过一凹凸配合与定子轴60联接。一定子臂板56固定到定子轴60的左端，设置在定子臂板56中部的一圆柱形部分56a的外圆周表面支承在曲柄箱1上，一滚珠轴承57设置在其间。定子臂板56的外圆周支承在曲柄箱1上，一单向离合器58设置在其间。

与泵叶轮50相对的透平叶轮51具有一与其中心部整体设置的透平轴59，且其右端支承在定子轴60上，一针式轴承61设置在其间，在其位于定子臂板56圆柱部分56a内圆周表面上的左端，一滚珠轴承62设置在其间。一单向离合器64安装在透平轴59与曲柄轴2之间以延伸穿过定子轴60中的横向孔63。当一反向载荷施加在透平轴59上时，单向离合器64打开，将透平轴59和曲柄轴2直接相互联接。

泵叶轮50的凸台50a、透平轴59以及定子叶轮52之间的间隙用作液力变矩器T的流体入口47I，而液力变矩器T的流体出口47o设置在透平轴59伸出透平叶轮51之外的部分中。流体入口47I与曲柄轴2中的一第二入口孔43b相通，而流体出口47o与曲柄轴2中的出口孔45相通。因此，当从油泵44供应到曲柄轴2中的上游供油通道27a的油进入第二入口孔43b时，油流过流体入口47I进入一限定在泵叶轮50与透平叶轮51之间的油室，从而填充该油室和一位于锁止离合器Lc中的液压室76，然后流过流体出口47o，通过出口孔45进入一位于曲柄轴2中的下游供油通

道27b.

主减速装置14的主动齿轮14a整体成形在透平轴59上,与该主动齿轮14a啮合的从动齿轮14b花键联接到传动装置M的输入轴10上.以上述方式构建的主减速装置14设置在曲柄箱1和液力变矩器T之间.

这样,当扭矩输出通过处于打开状态的变速离合器Cc从曲柄轴2传递到泵叶轮50时,该扭矩在填充液力变矩器T的油的作用下以流体方式传递到透平叶轮51.此时,如果在叶轮50和51之间产生一扭矩放大效果,定子叶轮52将承受一附带的反作用力,定子叶轮52通过单向离合器58的锁紧作用而固定地支承在曲柄箱1上.如果没有产生扭矩放大效果,定子叶轮52可在单向离合器58的空转作用下空转.因此,泵叶轮50,透平叶轮51和定子叶轮52以相同方向旋转.

从泵叶轮50向透平叶轮51传递的扭矩通过主减速装置14传递到传动装置M的输入轴10,然后顺序通过选择性地建立的齿轮系G1至G4,输出轴11以及最终减速装置19传递到后轮(未示出),从而驱动后轮.

随着车辆行进过程中发动机闸的使用,通过向透平轴施加一反向载荷扭矩,单向离合器64进入一打开状态.因此,透平轴59和曲柄轴2直接相互联接,反向载荷不通过液力变矩器T就传递到曲柄轴2,从而提供了良好的发动机制动效果.

一锁止离合器Lc安装在泵叶轮50与透平叶轮51之间,能够将泵叶轮50和透平叶轮51直接相互联接.锁止离合器Lc包括一圆柱形泵延伸部50b,该泵延伸部50b与泵叶轮50的外圆周部联接从而环绕透平叶轮51,一接收板70,该接收板70可旋转地支承在透平轴59上并油密地联接到泵延伸部50b的一开放端,一压片板71,该压片板71可滑动地支承在透平轴59上并以与接收板70内表面相反的方向设置,一设置在压片板71和接收板70之间的环形摩擦离合器72,一盘形或贝氏复位弹簧73,该复位弹簧73设置在泵延伸部50b与压片板71之间,用于以背离接收板70的方向偏压该压片板71.摩擦离合器72的外圆周与固定到透平叶轮51外表面上的传动板79花键配合.接收板70和压片板71设有凸块74和凹槽75,它们相对的表面相互配合,使接收板70和压片板71能够相对

于彼此轴向滑动，且相互一致地旋转。

一液压室76由接收板70限定在泵延伸部50b中。液压室76通过泵叶轮50和透平叶轮51中相对的间隙与泵叶轮50和透平叶轮51的内部相通，从而使油填充到泵叶轮50和透平叶轮51中。

接收板70上设置了一个泄漏孔77，使摩擦离合器板72的内圆周向接收板70的外部开放，及一在接收板70内圆周表面轴向延伸的空气通道槽78。

因此，当泵叶轮50的旋转速度低于一预定值时，填充到液压室76中的油的离心力很小，因此液压室76中的液压力没有上升，从而压片板71在复位弹簧73的偏压力的作用下返回收缩位置而释放摩擦离合器72。因此，锁止离合器Lc处于关闭状态。

此时，液压室76中的油从接收板70中的泄漏孔77流到外面，但这并不妨碍随后液压室76中液压力的上升，因为泄漏的油量非常小。

当泵叶轮50的旋转速度等于或高于预定值时，液压腔76中油的离心力相应地增加，从而提高液压室76中的液压力。因此，压片板71通过该升高的液压力向接收板70移动，摩擦离合器板72被夹在压片板71与接收板70之间，由此，锁止离合器Lc进入打开状态。该进入打开状态的锁止离合器Lc将泵叶轮50和透平叶轮51直接相互联接。因此，能够消除叶轮50和51相对于彼此打滑导致的损失，从而提高传动效率。

在这种情况下，由于油从泄漏孔77流出，在摩擦离合器板72的内圆周侧的液压力并不上升。因此，在压片板71的相对侧表面之间产生了很大的压力差，从而有效地完成了对摩擦离合器72的夹持。

因此，锁止离合器Lc可以制成取决于泵旋转速度的类型，而无需使用通过与泵叶轮50联接的泵延伸部50b中的液压室76产生的离心重块。因此，不需要专门的控制装置，另外，所使用的油是液力变矩器T的操作油。因此不需要专用的油泵，并能够以低成本使锁止离合器Lc的结构简单。

在发动机E运行过程中，从油泵44排出的油首先流入上游供油通道27a并通过第一入口孔43a进入变速离合器Cc的液压室25，用于操作和

冷却液压室25，并通过第二入口孔43b进入在泵叶轮50和透平叶轮51及锁止离合器Lc中的液压室76之间限定的油室，用于操作和冷却液力变矩器T和锁止离合器Lc。然后，从液压室76通过出口孔45到达下游供油通道27b的油被供给到环绕曲柄销外圆周设置的针式轴承49，用于该针式轴承49的润滑。已经对针式轴承49进行了润滑的油随着曲柄轴2的旋转扩散到四周并用于活塞7等的润滑。油泵44初始地用于向发动机E提供润滑油，但这种油被用作了操作变速离合器Cc、液力变矩器T和锁止离合器的油。因此，不必设置专门用于供应操作油的油泵，从而简化了结构。

设置在曲柄轴2中的上游供油通道27a和下游供油通道27b通过一小孔48直接相通，因此从油泵44供向上游供油通道27a的油的一部分通过该小孔48直接到达下游供油通道27b，而不通过液力变矩器T等。因此，通过选择小孔48可以根据需要确定分配到液力变矩器T和发动机E的油的油的比例。

下面参照附图3对本发明第二实施例进行描述。

第二实施例与前述第一实施例的不同之处在于，锁止离合器Lc'制成根据透平叶轮51旋转速度的自动控制型。更具体地，锁止离合器Lc'设置在液力变矩器侧盖80外部，该侧盖80油密地与泵叶轮51的泵延伸部50b联接以盖住透平叶轮51。该液力变矩器侧盖80可旋转地环绕透平轴59的外圆周支承，该液力变矩器侧盖80的内部与在泵叶轮50和透平叶轮51之间限定的油室相通，如该油室一样，液力变矩器侧盖80内部填充了操作油。

锁止离合器Lc'包括一平的离合器缸81，该离合器缸81与透平轴59左端花键联接，其开放的端部转动到朝向液力变矩器侧盖80，一压力活塞82可滑动地安装在离合器缸81中的缸孔81a中，一密封件88设置在其间，从而在压力活塞82与离合器缸81之间限定了一个液压室83，一在一靠近一开放端的位置锁紧到离合器缸81的内圆周表面上的接收环84，多个在接收环84与压力活塞82之间可滑动地与离合器缸81内圆周表面花键联接的环形从动摩擦离合器板86，一个环形主动摩擦离合器

板85, 该摩擦离合器板85具有一可滑动地与多个传动爪87轴向配合的内圆周表面, 该传动爪87突出地设置在液力变矩器侧盖80的外表面上, 及一在主动和从动摩擦离合器板85和86的内圆周侧设置在压力活塞82与液力变矩器侧盖80之间的活塞复位弹簧89, 用于将压力活塞82朝液压室83偏压。离合器缸81和压力活塞82设有凸块90和凹槽91, 它们相对的表面互相配合, 使离合器缸81和压力活塞82能够相对于彼此轴向滑动, 且相互一致地旋转。

一流体出口47o和一入口孔92设置在透平轴59中, 使液力变矩器侧盖80的内部和离合器缸81中的液压室83与透平轴59的内圆周面相通。允许液力变矩器侧盖80内部与离合器缸81中的液压室83通过流体出口47o、入口孔92以及透平轴59内部而彼此相通。

多个泄漏孔93圆周上等间距地设置在离合器缸81的圆周壁上, 使液压室83向离合器缸81外部开放。一环形槽94设置在离合器缸81的内圆周表面, 使泄漏孔93彼此相通, 一离心阀95设置在环形槽94中, 当离合器缸81的旋转速度等于或高于一预定值时用离心力封闭该泄漏孔93。离心阀95由一由单根弹性线材制成的无端环形成, 至少一端与压力活塞82中的凹槽91配合, 并与压力活塞82及离合器缸81一起旋转。离心阀95在自由状态下径向收缩以打开泄漏孔93, 但当离合器缸81的旋转速度等于或高于预定值时, 离心阀95通过离心力径向膨胀, 与环形槽94的底面紧密接触, 从而关闭所有的泄漏孔93。

其它结构与前述第一实施例中的相同, 与第一实施例中相对应的部分或元件在图3中用相似的参考符号表示, 而省略了对它们的描述。

因此, 当从油泵44向曲柄轴2中的上游供油通道27a供应的油进入第二入口孔43b时, 该油流过流体入口47I进入在泵叶轮50与透平叶轮51之间限定的油室中, 以填充该油室及液力变矩器侧盖80内部, 然后流经流体出口47o进入透平轴59。输送到透平轴59中的油分成流向入口孔92和出口孔45的两股。如前所述, 当流向出口孔45的油流向曲柄轴2中的下游供油通道27b时, 流向入口孔92的油流入位于锁止离合器Lc'中的液压室83。

另一方面，锁止离合器Lc'中，离合器缸81通过透平轴59与透平叶轮51一起旋转。因此，如果透平叶轮51的旋转速度低于一预定值，离心阀95克服离心力保持其收缩状态，使泄漏孔93保持打开。因此，通过入口孔92流入液压室83中的油通过该泄漏孔93流出离合器缸81，因而液压室83中的液压力没有升高。这样，压力活塞82在活塞复位弹簧89的偏压力的作用下保持在其收缩位置，因而主动和从动摩擦离合器板85和86处于非配合状态。换句话说，锁止离合器Lc'处于其关闭状态。

此时，如果液压室83中存在外物如切削粉末或摩擦粉末，该外物可通过泄漏孔93与油一起排到离合器缸81之外。

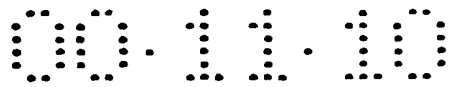
当透平轴59的旋转速度等于或高于预定值时，与透平轴59一起旋转的离心阀95在其自身增加的离心力的作用下膨胀，从而封闭泄漏孔93。由此，液压室83中填充了通过入口孔92供应的油，通过油的离心力在液压室83中产生一液压力。压力活塞82通过该离心力向接收环84移动，使主动和从动摩擦离合器板85和86进入其摩擦配合状态，以这种方式，锁止离合器Lc'进入打开状态。进入打开状态的锁止离合器Lc'将泵叶轮50和透平轴59直接相互联接，从而防止了泵叶轮50与透平叶轮51相互之间打滑，提高了传动效率。

当透平轴59的旋转速度减小到低于预定值时，离心阀95再次打开。因此，液压室83中剩余的压力可以通过泄漏孔93很快释放，从而提高了锁止离合器Lc'的关闭性能。

这样，锁止离合器Lc'可以制成取决于泵旋转速度的类型，而无需使用通过与透平轴59联接的离合器缸81中的液压室83产生的离心重块。因此，即使在这种情况下也不需要专门的控制装置。另外，所使用的油是流到液力变矩器之外的油，故不需要专用的油泵。因此能够以低成本使锁止离合器Lc'的结构简单。

尽管已经对本发明的实施例进行了详细描述，应该理解，本发明并不局限于上述实施例，在不脱离权利要求中限定的本发明的精神和范围的情况下，可以对设计进行各种修改。

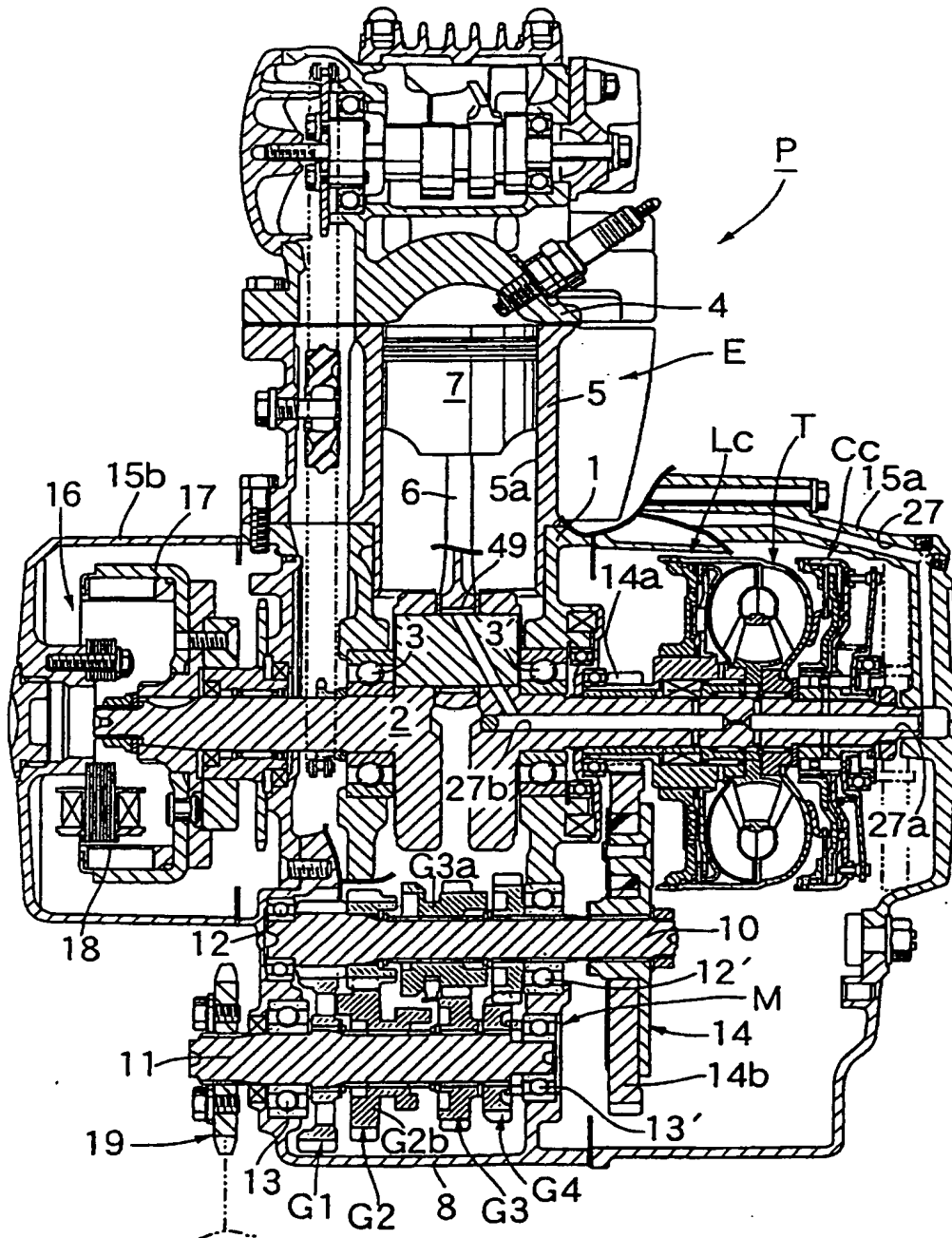
例如，泵延伸部50b可与泵叶轮50分开并焊接到泵叶轮50上。在这



种情况下，接收板31可整体形成在泵延伸部50b上。另外，针式轴承可用作第一和第二轴承53和58。可在曲柄轴2中设置一小孔，以允许上游和下游供油通道65a和65b相互联通，从而位于上游供油通道65a中的油的一部分通过该小孔直接进入下游供油通道65b中。

说明书附图

图 1



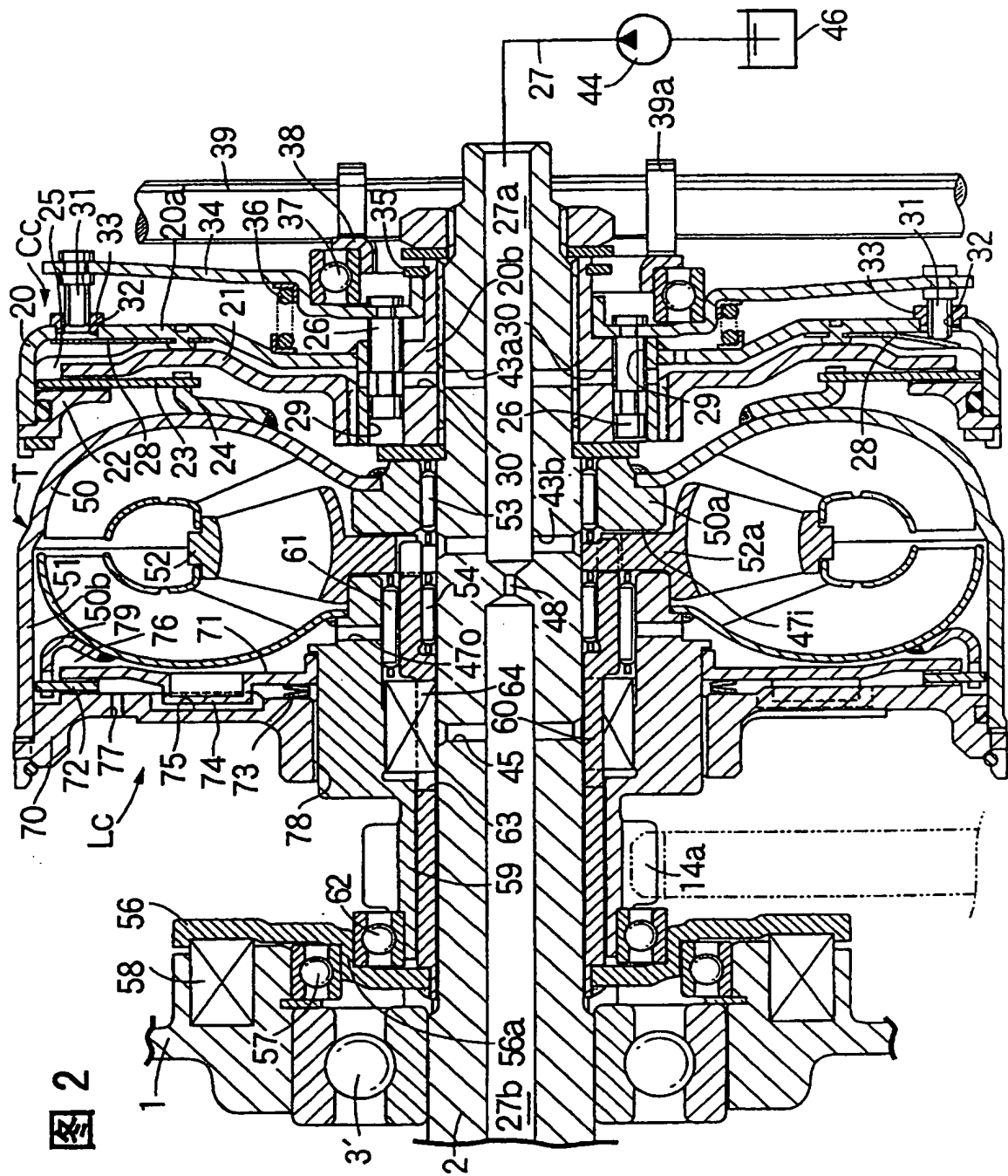


图 2

图 3

